

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mislav Tujmer

Zagreb, 2018 godina.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Dr. sc. Dragan Žeželj, dipl. ing.

Student:

Mislav Tujmer

Zagreb, 2018 godina.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru dr. sc. Draganu Žeželju na svojoj pomoći i strpljenju. Hvala kolegama veslačima na mnogobrojnim diskusijama te mojoj obitelji koja mi je uvijek pružala podršku.

Mislav Tujmer



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Mislav Tujmer**

Mat. br.: **0035183157**

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Veslački ergometar podesive karakteristike otpora**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Rowing ergometer with adjustable resistance characteristics**

Opis zadatka:

Veslački ergometar je sportska sprava koja služi za usvajanje osnovnih vještina veslačkog sporta i kondicijske treninge sportaša. Postojeći ergometri koriste princip hidrauličke kočnice kako bi simulirali uvjete veslanja u čamcu. Putem lančaničkog prijenosa snaga ljudskog tijela služi za pokretanje hidrauličke kočnice odnosno, u slučaju zračne kočnice, struje zraka koja ulazi u kočnicu te izlazi u okoliš. Otpori koji nastaju uporabom zračne kočnice mogu značajno odudarati od otpora koji se javljaju tijekom veslanja na vodi.

Potrebno je osmisliti sustav kojim bi se, u najboljem slučaju, napajao sklop električnog generatora kako bi se energija utrošena za vježbanje pretvorila u električnu energiju. Potrebno je ispitati mogućnost precizne regulacije opterećenja kako bi otpori bili približno jednaki onima koji nastaju tijekom veslanja na vodi. Tijekom razmatranja konstrukcijskog rješenja u obzir je potrebno uzeti sljedeće:

- pogon sustava je sportaš (različitih sposobnosti),
- težiti da sklop bude montiran na postojeću nosivu konstrukciju,
- sklopom mora biti moguće lako manevrirati (olakšati transport ergometra),
- multiplikator na izlaznom vratilu mora biti lagan, ako je moguće bez podmazivanja.

Vrijednosti potrebne za proračun i odabir pojedinih komponenti usvojiti iz postojećih rješenja sličnih sustava, iskustvenih vrijednosti te u dogovoru s mentorom.

Računalni model odabranog rješenja uređaja izraditi u 3D CAD sustavu, cjelovito konstrukcijsko rješenje prikazati sklopnim crtežom, a dijelove odabrane u dogovoru s mentorom razraditi do razine radioničkih.

U radu navesti korištenu literaturu, norme kao i eventualnu pomoć.

Zadatak zadan:

30. studenog 2017.

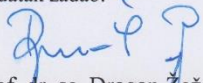
Rok predaje rada:

1. rok: 23. veljače 2018.
2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2018.
3. rok: 21. rujna 2018.

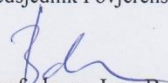
Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 26.2. - 2.3. 2018.
2. rok (izvanredni): 2.7. 2018.
3. rok: 24.9. - 28.9. 2018.

Zadatak zadao:


Prof. dr. sc. Dragan Zeželj

Predsjednik Povjerenstva:


Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

1. UVOD.....	1
2. Koncept.....	7
3. Odabir generatora	11
4. Proračun zupčaničkog para.....	15
5. Proračun vratila V_2	24
5.1 Određivanje reakcija u osloncima	24
5.2 Određivanje minimalnih potrebnih promjera vratila.....	26
5.3. Odabir i kontrola ležajeva oslonaca A i B.....	27
5.3.1 Ležaj oslonca A.....	28
5.3.2. Ležaj oslonca B	28
5.4. Kontrola pojedinačnih presjeka vratila	29
6. Proračun pera	36
7. Zaključak	37

POPIS SLIKA

Slika 1. Snaga proizvedena tijekom treninga niskog intenziteta.....	2
Slika 2 – Faze zaveslaja	2
Slika 3. Ergometar sa zračnim otporom proizvođača Concept 2.	3
Slika 4. Ergometar s magnetskim otporom proizvođača Kettel.	4
Slika 5. Ergometar s dva uljno-hidraulička cilindra proizvođača HCL fitness.....	5
Slika 6. Ergometar s otporom vode proizvođača Watermark	6
Slika 7. Shema koncepta 1	7
Slika 8. Shema koncepta 2	8
Slika 9. Shema koncepta 3	8
Slika 10. Krivulja potezne sile u zaveslaju [2].....	9
Slika 11 – Krivulja momenta torzije ulaznog vratila	10
Slika 12. Vratilo sa silama opterećenja u izometriji.....	24
Slika 13. Sile u vertikalnoj ravnini.....	25
Slika 14. Sile u horizontalnoj ravnini.....	25
Slika 15. Kontrolirani presjeci vratila	29

POPIS TABLICA

Tablica 1. Ulazne veličine	10
Tablica 2. Podaci motora.....	13

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

MT-2018-1 Zupčanik 1

MT-2018-2 Vratilo

MT-2018-3 Donji dio kućišta

MT-2018-4 Gornji dio kućišta

MT-2018-5 Sklop

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A_k	mm^2	Površina kućišta
a	mm	Osni razmak
a_w	mm	Stvarni osni razmak
b	mm	Širina zupčanika
b_1		Faktor veličine strojnog dijela
b_2		Faktor kvalitete površinske obrade
C	kN	Dinamičko opterećenje
c	mm	Tjemena zračnost
d	mm	Promjer
$d_{1,2}$	mm	Diobeni promjer zupčanika
d_a	mm	Tjemeni promjer zupčanika
d_b	mm	Temeljni promjer zupčanika
d_f	mm	Podnožni promjer zupčanika
d_w	mm	Kinematski promjer zupčanika
E	N/mm^2	Modul elastičnosti
ED		Relativno trajanje uključenja
F	N	Sila
F_A	N	Sila u osloncu A
F_{AH}	N	Horizontalna sila u osloncu A
F_{Av}	N	Vertikalna sila u osloncu A
F_B	N	Sila u osloncu B
F_{BH}	N	Horizontalna sila u osloncu B
F_r	N	Radijalna sila
F_t	N	Tangencijalna sila

G_G	N	Težina generatora
G_v	N	Težina ventilatora
G_z	N	Težina zupčanika
h	N	Visina pera
I	A	Jakost struje
i		Prijenosni omjer
J	kgm ²	Zagonski moment
K_A		Faktor primjene
K_H		Faktor raspodjele opterećenja kod proračuna našrežanja boka zuba
K_F		Faktor raspodjele opterećenja kod proračuna naprezanja korijena zuba
k_w	10 ⁻⁴ mm ³ /Nm	Koeficijent trošenja
k_9	K(m/s) ^{0,75} mm ^{1,75} /W	Faktor provođenja topline umjetnog materijala
L_{10hmin}	h	Zahtijevani vijek trajanja ležaja
l_{F1}	mm	Aktivna dužina boka
M	Nm	Moment
M_{red}	Nm	Reducirani moment savijanja
M_S	Nm	Moment savijanja
M_y	Nm	Moment savijanja u horizontalnoj ravnini
M_z	Nm	Moment savijanja u vertikalnoj ravnini
m	mm	Modul zupčanika
N_L		Broj ciklusa opterećenja
n	min ⁻¹	Brzina vrtnje
P	W	Snaga
R_λ	K/(Wm ²)	Faktor isijavanja topline
R_m	N/mm ²	Statička čvrstoća
r_{a1}^*	mm	Kinematski djelotvorni polumjer

S_F		Faktor sigurnosti korijena zuba
S_H		Faktor sigurnosti protiv ljuštenja bokova zuba
S_{post}		Postojeća sigurnost presjeka
S_{potr}		Potrebna sigurnost presjeka
T	Nm	Moment torzije
$T_{1\text{max}}$	Nm	Maksimalni moment torzije zupčanika
t	mm	Dubina utora za pero na vratilu
t_2	mm	Dubina utora za pero na glavini
u		Odnos broja zubi
v	m/s	Brzina
v_r	m/s	Brzina ručke ergometra
W	mm	Linearno trošenje
W_{dop}	mm	Dopušteno linearno trošenje
W_m	mm	Prosječno linearno trošenje
x	mm	Faktor pomaka profila
$x_{2\text{min}}$	mm	Pomak profila gonjenog zupčanika
Y_{Fa}		Faktor oblika kod naprezanja korijena zuba
Y_{Sa}		Faktor korekcije naprezanja kod proračuna korijena zuba
Y_ϵ		Faktor učešća opterećenja kod proračuna korijena zuba
Z_E	$\sqrt{\text{MPa}}$	Faktor materijala
Z_H		Faktor oblika zuba kod proračuna naprezanja bokova
Z_ϵ		Faktor prekrivanja
Z_β		Faktor nagiba boka
z		Broj zubiju
z_g		Teoretski granični broj zubiju
z'_g		Praktični granični broj zubi
α	°	Kut zahvatne crte

α_w	°	Pogonski kut zahvatne crte
β_{kf}		Efektivni faktor zareznog djelovanja kod savijanja štapova
β_{kt}		Efektivni faktor zareznog djelovanja kod uvijanja štapova
ε_a		Stupanj prekrivanja
η		Stupanj korisnosti zupčaničkog para
$\vartheta_{korijen}$	°C	Temperatura korijena zuba
$\vartheta_{zul, kurzzeitig}$	°C	Dopuštena temperatura pri kratkotrajnom preopterećenju
$\vartheta_{kurz, dauern}$	°C	Dopuštena temperatura pri trajnom radu
$\vartheta_{površine}$	°C	Temperatura površine
ϑ_0	°C	Temperatura okoline
λ	mm	Deformacija
μ		Faktor trenja
ρ	mm	Radijus prijelaza pri promjeni promjera stupnja vratila
σ_F	N/mm ²	Naprezanje korijena zuba
σ_{FG}	N/mm ²	Dozvoljeno naprezanje korijena zuba
σ_{Flim}	N/mm ²	Dinamička čvrstoća kod naprezanja korijena zuba
σ_{fDN}	N/mm ²	Trajna dinamička čvrstoća
σ_{fDNdop}	N/mm ²	Dopuštena vrijednost trajne dinamičke čvrstoće
σ_H	N/mm ²	Hertz-ov pritisak u kinematskom polu
σ_{HP}	N/mm ²	Dozvoljeno kontaktno naprezanje bokova zubi
σ_{Hlim}	N/mm ²	Dinamička čvrstoća kontaktnog pritiska
σ_{red}	N/mm ²	Reducirano naprezanje
τ	N/mm ²	Tangencijalno naprezanje
τ_{DI}	N/mm ²	Trajna dinamička čvrstoća
τ_{tDI}	N/mm ²	Trajna dinamička čvrstoća

Φ	Tm ²	Magnetski tok
ω	rad/s	Kutna brzina

SAŽETAK

Veslanje je zahtjevan sport u kojem se izvode ponavljajući pokreti (zaveslaji) a pritom koriste mnoge mišićne skupine. Sprava koju veslači redovito koriste za psihofizičku pripremu je veslački ergometar koji, ovisno o konstrukciji simulira uvjete veslanja na vodi. S obzirom na učestalost korištenja ergometara u klubovima i teretanama te načela održivog razvoja modernog svijeta postavlja se pitanje mogućnosti skladištenja dijela utrošen energije imajući na umu potrebe karakteristične za veslački sport.

U razradi teme korišteni su rezultati mjerenja te iskustvo studentskog veslanja. Iz nekoliko ideja osmišljena su tri koncepta od kojih se jedan pokazao kao optimalan. Konstrukcija mehaničkog prijenosnika snage provedena je po VDI 2736 normi budući da su se polimerni zupčanici pokazali kao najbolje rješenje. Nakon određivanja radnih temperatura provedeno je dimenzioniranje a potom kontrola naprezanja. Kao prikladan pokazao se istosmjerni generator snage za što je poslužio istosmjerni motor bez četkica proizvođača Dunkermotoren.

Nakon provedenog proračuna vratila te odabira ležajeva napravljen je model sklopa koji bi e mogao spojiti na postojeću konstrukciju.

Ključne riječi: polimerni zupčanik, prijenosnik snage, unutarnje ozubljenje, vratilo.

SUMMARY

Rowing is a demanding sport which requires multiple muscle groups for repeating strokes. Device used for psychophysical training used by rowers is called an ergometer which, depending on construction, simulates rowing conditions of water rowing. Taking in account how frequently ergometers are being used by rowing clubs and gyms and having in mind modern sustainable growth principles there is a possibility of storing a part of spent energy, taking in consideration characteristic needs of rowing sport.

In elaboration of the thesis measurement results and student rowing experience were used. From couple of basic ideas three concepts came up of which one was considered as optimal.. Construction of a mechanical transmission system was done using VDI 2736 standard since polymer gears were the best in meeting the criteria. After determining working phase temperature dimensioning was done followed by fatigue stress and surface pressure control. As a suitable generator BLDC motor by company Dunkermotoren was chosen.

After shaft and bearing calculation, CAD model was made of a device which is suitable for ergometers in use.

Key words: polymer gear. transmission, internal gearing, shaft.

1. UVOD

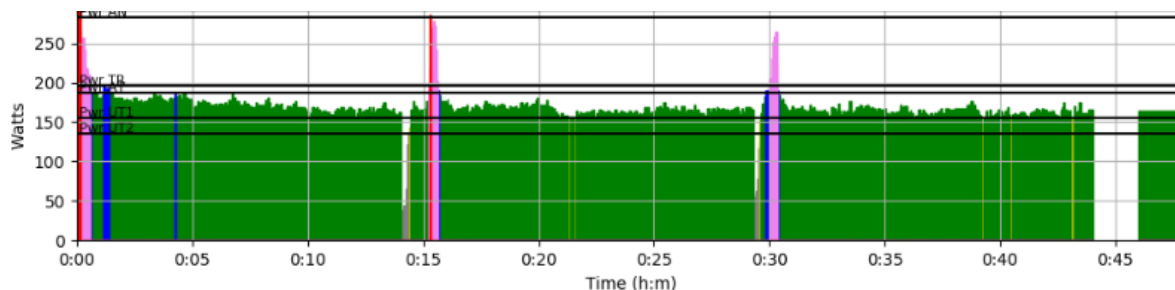
1.1. Veslanje i energija

Globalni trendovi razvoja čovječanstva prema niskougljičnoj budućnosti zahtijevaju manju potrošnju energije dobivene iz fosilnih goriva, a povećanje udjela energije iz obnovljivih izvora. Smanjivanje ugljičnog traga moderan svijet smatra pravilnim načinom borbe protiv pojave globalnog zatopljenja. Uspjeh po tom pitanju nastoji se ostvariti i razvojem tehnologije na mikro razini, odnosno u slučajevima kada je proizvodnja “čiste” energije izrazito mala, ali postoji. Primjeri takve prakse su pločnici kojima se prilikom hodanja stvara električna energija (London), razvoj tekstila kojim se solarna energija pretvara u električnu i slično. U isto vrijeme zdrav način života postaje popularan u razvijenom svijetu, odnosno bavljenje sportskim aktivnostima se smatra izrazito društveno prihvatljivim.

Spajanjem ova dva trenda otvara se prostor za razvoj novih tehnologija, odnosno načina proizvodnje električne energije ljudskim tijelom. Veslanje spada u skupinu sportova sa ponavljajućim pokretom, veslač mora održavati ravnotežu u čamcu koji se niz stazu. Regata je naziv za natjecanje koje je najčešće na 2 000 m duljine, ona počinje poravnavanjem, brzim startom potom uveslavanjem u ritam te uz poneke kratkotrajne promjene ritma, veslanjem do cilja prije kojeg ubrzanim tempom veslanja posada izvodi finiš. Potrebna snaga, izdržljivost, fleksibilnost i vještina čine veslače među najsposobnijim sportašima, a veslanje jednim od najzahtjevnijih sportova u fizičkom, ali i izrazito psihičkom smislu. Veslanje danas obuhvaća široku populaciju ne samo profesionalnih sportaša već i velikog broja onih koji će to postati kao i rekreativaca, jer na veslačkim natjecanjima nastupaju osobe svih dobni skupina. Kao akademski sport uživa ugled među sveučilištima gdje se već ukorijenilo kao tradicija. Za dobru plovnost čamca veslač mora zaveslaj izvesti na pravilan način, koristeći mnoge mišićne skupine praktički od glave do pete. Snaga koju aktiviranim mišićima predaje vodi savladava otpor gibanju čamca i posade kroz vodu.

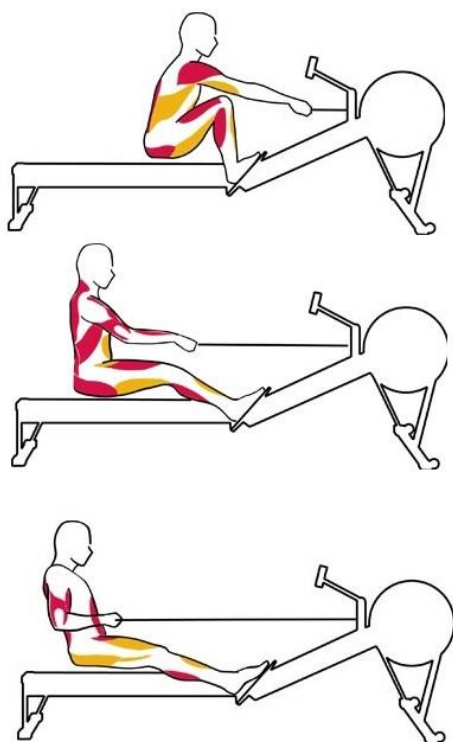
U pripremi sportaša za nastup temeljna sprava je veslački simulator (ergometar) kojim se usvajaju osnove veslačke tehnike, podiže aerobna fizička sposobnost te ispituje učinak treninga. Uz veslačke klubove, ergometrima su opremljene i brojne teretane. Zbog velikog broja ergometara u veslačkim klubovima te učestalosti njihovog korištenja tijekom jednog dana postoji mogućnost dobivanja dijela električne energije koja se koristi u dnevnim

potrebama takvih objekata. Slika 1. prikazuje snagu proizvedenu tijekom treninga niskog intenziteta kojeg je izveo veslač u prosječnoj kondiciji.



Slika 1. Snaga proizvedena tijekom treninga niskog intenziteta.

1.2. Veslački zaveslaj



Slika 2 – Faze zaveslaja

Veslanje je sport u kojem tehnika ima gotovo presudnu važnost, sportaši koji usvoje vještinu pravilnog izvođenja zaveslaja postižu brže kretanje čamca te smanjuju umaranje. Zaveslaj je ukupan pokret tijela od njegovog početka (zahvata) do njegovog kraja (konca) i nazad. On se dijeli na dvije faze: fazu poteza (kretanje iz zahvata prema kraju) te fazu oporavka (vraćanja u položaj zahvata). Za pravilan zaveslaj potrebno je izvesti redoslijed gibanja pojedinih dijelova tijela pri čemu se aktiviraju mnogobrojne mišićne skupine (Slika 2.). Načini izvođenja zaveslaja mijenjali su se kroz povijest a i danas su karakteristični za klubove odnosno trenere. Oni jesu vrlo slični, što rezultira krivuljama raspodjele potezne sile kroz zaveslaj.

Tijekom povratka u zahvat zamašnjak ergometra

smanjuje brzinu vrtnje zbog vlastite inercije ali i otpora zraka koji ulazi u kućište (najčešće korišteni ergometri u klubovima su oni sa zračnim otporom). Njegovo usporenje ovisi o količini zraka koja ulazi u kućište što svaki veslač odabire uz pomoć software-a kojeg ergometri

najčešće imaju. Prema [1] zagoni moment iznosi od 0,07 do 0,35 kgm², što su vrijednosti kojima će se težiti u ovome radu.

1.3. Vrste veslačkih ergometara

1.3.1. Zračni ergometar

Ergometri koji koriste otpor zraka imaju zamašnjak u ulozi ventilatora. Zrak se uvlači s bočne strane te obodno izlazi iz kućišta. Što veslač jače povuče ručku zamašnjak se brže vrti te je struja zraka brža. Efekt koji se pritom stvara jest što brže veslač vesla teže mu je veslati pa se za ovu vrstu ergometra smatra da ima varijabilni otpor.

Prednost ove vrste ergometra je što je moguće usporiti ili ubrzati tempo tijekom treninga bez prekida ili dodatnog podešavanja. Količina zraka koja ulazi u prostor zamašnjaka regulira se polugom kojom se zatvara ili otvara bočni otvor. Sa više zraka koji ulazi u kućište potreban je veći rad da se zamašnjak održi u vrtnji odnosno ubrza, dok je s manje zraka učinak suprotan. Valja istaknuti da je velika prednost zračnih ergometara u osjećaju koji daju tijekom veslanja, kojeg većina profesionalnih veslača smatra presudnim što je dovelo do toga da su ovakvi ergometri u najširoj primjeni kod veslačkih klubova. Održavanje se svodi na podmazivanje lanca te povremeno čišćenje, a prenošenje je jednostavno. Mana ove vrste je relativno velika razina buka uslijed zračne struje ali i korištenja lančaničkog prijenosa, te gibanje kod inezivnog treninga (pri visokom broju zaveslaja u minuti i snažnom povlačenju dolazi do pomicanja koje može izazvati oštećenja).



Slika 3. Ergometar sa zračnim otporom proizvođača Concept 2.

1.3.2. Magnetski otpor

Magnetski otpor je na ergometrima izveden kao otpor lutajućih struja. Otpor se regulira ručno, primicanjem ili odmicanjem magneta od zamašnjaka. Zamašnjak je izveden kao rotirajući disk koji se uslijed djelovanja magneta usporava. Prednost ovakve vrste ergometra je odsutnost buke (izvedbe s remenskim prijenosom su praktički bešumne) te mogućnost programiranja tipa treninga kojeg korisnik želi napraviti. Mana u odnosu na zračne ergometre je nemogućnost promjene otpora bez prekida veslanja, odnosno odabrani otpor ostaje konstantan bez obzira koliko brzo veslač vesla, a moguće ga je promijeniti prekidom veslanja i podešavanjem (neke varijante imaju mogućnost podešavanja tipkom na ručici no skokovita promjena otpora je izrazito neugodna). Vrlo često nisu napravljeni ergonomski povoljno (nogari su preširoko i ručka ima previsoko hvatište) pa ih natjecateljski sportaši izbjegavaju.



Slika 4. Ergometar s magnetskim otporom proizvođača Kettel.

1.3.3. Hidraulički otpor (ulje)

Ovakve ergometre možemo naći u izvedbi s jednim ili dva hidraulička cilindra, te s jednom ili dvije drške.

Otpor ulja u cilindru nije moguće regulirati tijekom veslanja, a u mnogim slučajevima sjedalo nije pomično. Izvedbe sa dva hidraulička cilindra pogodne su za fizikalnu terapiju budući da je moguće različito opteretiti mišićne skupine. Prednosti ovakvih ergometara su njihova cijena, tihi rad, male dimenzije, no zagrijavanje ulja tijekom dugotrajnijeg vježbanja može dovesti do kvara i skupljeg održavanja. Ne upotrebljavaju se u veslačkim klubovima jer ni približno ne oponašaju otpor veslanja na vodi.



Slika 5. Ergometar s dva uljno-hidraulička cilindra proizvođača HCL fitness.

1.3.4. Hidraulički otpor (voda)

Ergometri koji koriste otpor vode izvedeni slično onima koji koriste zračni otpor, samo što je zamašnjak uronjen u spremnik s vodom te služi kao propeler. Kao i kod zračnog otpora što veslač jače vesla osjeća veći otpor a osjećaj veslanja je blizak onome kod veslanja u čamcu. Otpor je moguće regulirati količinom vode koja se nalazi u spremniku, konstrukcija je često drvena te ima i estetsku funkciju u prostoru, zbog vode i konstrukcije su ovi ergometri teži i robusniji od svih ostalih verzija. Otežano je njihovo premještanje, stvaraju manje buke od zračnih, no cijena im je poprilično veća od stalih vrsta.



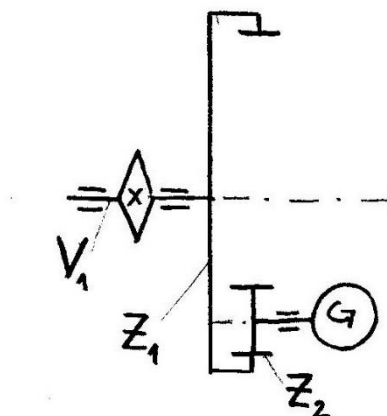
Slika 6. Ergometar s otporom vode proizvođača Watermark

2. Koncept

Kako bi osigurali što veću pretvorbu raspoložive energije u električnu nastoji se ostvariti rad u što povoljnijem području rada generatora, odnosno postići višu brzinu vrtnje rotora generatora. To je moguće postići konstrukcijom prikladnog prijenosnika snage.

U razmatranju načina prijenosa snage prema generatoru odabran je zupčanički prijenos koji naspram remenskog, lančaničkog ili tarnog prijenosa ima niz prednosti, prvenstveno veću iskoristivost, zatim nižu razinu buke i dimenzija te zadovoljavajuće pouzdanosti i jednostavnosti upotrebe (nema opasnosti od proklizavanja i potrebe predzatezanja remena). Pogonski zupčanic Z_1 bit će izveden s unutarnjim ozubljenjem zbog smanjenja dimenzija cjelokupne konstrukcije. Koncept cijelog sklopa ima tri varijante

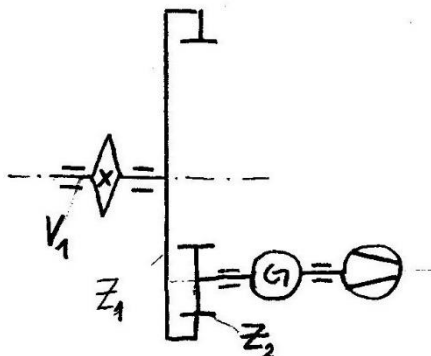
2.1. Koncept 1



Slika 7. Shema koncepta 1

Prvi koncept ima najmanje mehaničkih komponenata, konstrukcija je najmanjih dimenzija i najlakša no nedostatak je složenost regulacije generatora. Karakterističnu krivulju momenta generatora moguće je programirati i regulirati složenim upravljačkim sklopom koji bi posljedično zahtijevao značajan udio dovedene snage za rad te značajno poskupio cjelokupnu konstrukciju.

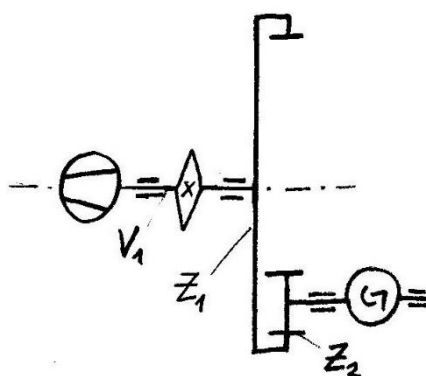
2.2. Koncept 2



Slika 8. Shema koncepta 2

Drugi koncept za razliku od prvog na vratilu generatora ima ventilator koji ima ulogu zamašnjaka kojim se postiže fina regulacija momente krivulje odnosno potrebno usporenje tijekom faze povratka u zahvat. Upravljanje generatorom moguće je izvesti na jednostavniji način s manje komponenata i manjim utroškom dovedene energije.

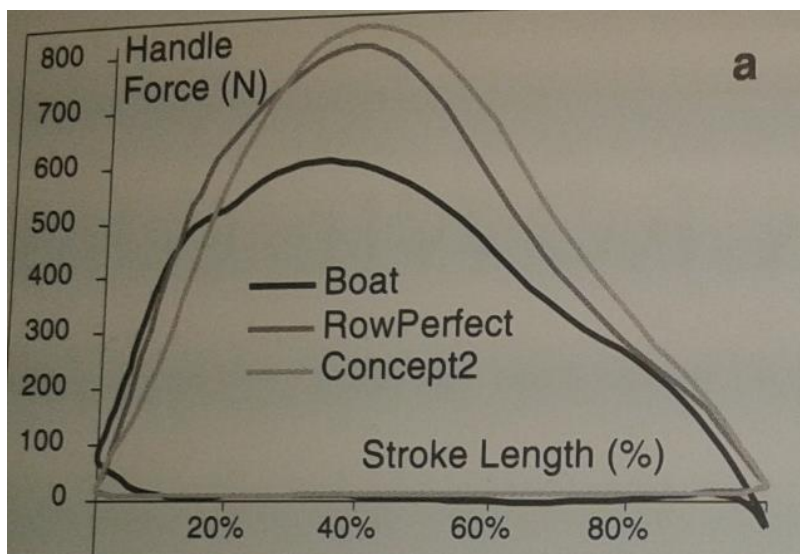
2.3. Koncept 3



Slika 9. Shema koncepta 3

Treći koncept ima gotovo ista svojstva drugoga no razlikuje se u poziciji ventilatora u mehaničkom sustavu. Ovakva izvedba zahtijevala bi značajne promjene na nosivoj konstrukciji ergometra te se zbog toga odbacuje.

2.4. Ulazne veličine



Slika 10. Krivulja potezne sile u zaveslaju [2].

Na ordinatnoj osi Slike 10. nalaze se vrijednosti sile na ručki ergometra, a na osi apscisa naveden je postotak zaveslaja (položaj veslača).

Izmjerene vrijednosti brzine ručke i potezne sile prema [2] poslužit će za izračun ulaznih veličina proračuna prijenosnika snage.

Vratilo V_1 na sebi ima lančanik promjera 30 mm, brzina ručke ergometra jednaka je brzini lanca, odnosno obodnoj brzini na lančaniku. Obodna brzina i brzina vrtnje povezane su izrazom: $v = R \cdot \omega$, odnosno ako je $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$, broj okretaja vratila V_1 je:

$$n_1 = \frac{v_r}{d \cdot \pi} \quad (1)$$

Moment torzije dobivamo iz izmjerenih vrijednosti potezne sile, sile na ručki F_r preko izraza:

$$T_1 = \frac{d}{2} \cdot F_r \quad (2)$$

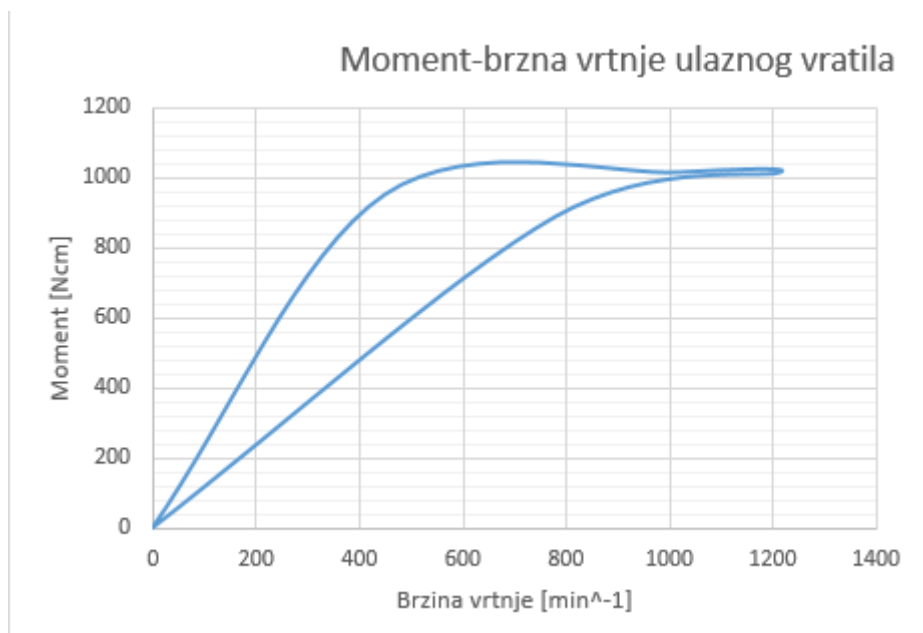
$$P = T \cdot \omega \quad (3)$$

Tablica 1 – Ulazne veličine

v_r /m/s	n_1 /s ⁻¹	n_1 /min ⁻¹	F_r /N	T_1 /Nm	P_1 /W
1.4	14.85	891,27	520	7.8	728
1.6	16.97	1018,6	810	12.15	1296
1.6	16.97	1018,6	680	10.2	1088
1.5	15.92	954,93	300	4.5	450

Tablica 1. Ulazne veličine

Kao mjerodavno opterećenje prijenosnika snage uzimamo vršne vrijednosti ulaznog momenta, odnosno snage. Moment torzije možemo prikazati (slika 11) u odnosu na brzinu vrtnje tj. raspodjelu njegove vrijednosti kroz dužinu zaveslaja.



Slika 11 – Krivulja momenta torzije ulaznog vratila

3. Odabir generatora

Odabir generatora uvjetovan je specifičnostima korištenja ergometra i konstrukcijskim zahtjevima. Kriteriji odabira su:

- Sposobnost rada prilikom nejednolike brzine vrtnje
- Mogućnost regulacije protumomenta
- Mala zamašna masa ($J = 0,07 \dots 0,35 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$)
- Visoka iskoristivost uslijed relativno male dobavne snage
- Pouzdanost (niski troškovi održavanja) i kompaktnost
- Što manje dimenzije i masa

Generator je električni stroj koji pretvara mehaničku energiju dobivenu preko vratila u električnu koju predaje preko svojih stezaljki mreži ili spremniku energije. Rad električnih strojeva temelji se na tri fizikalna zakona: elektromagnetskoj indukciji, sili na vodič u magnetskom polju te zakonu protjecanja.

Osnovne izvedbe električnih strojeva se prema [3] dijele:

- Istosmjerne (nezavisno i zavisno uzbuđene)
- Izmjenične (jednofazni i višefazni)

U razmatranju strojeva izmjenične i istosmjerne struje odabrani su istosmjerni generatori budući da bi proizvedena energija bila pohranjena u spremnik energije (bateriju ili „kućnu bateriju“) čime bi se olakšala regulacija generatora, smanjio broj elektroničkih komponenti, a i izbjegao složen postupak priključivanja na mrežu distribucije. Spremnik energije predstavljat će električno opterećenje generatora uslijed kojeg se stvara mehanički protumoment na njegovom vratilu. Ovaj princip, uz djelovanje ventilatora, bit će osnova za upravljanje protumomentom generatora odnosno dobivanja približne krivulje momenta torzije kod postojećeg ergometra sa otporom zraka.

Istosmjerni strojevi se u načelu sastoje od: rotora, statora te kolektora sa četkicama. Razvojem elektromotornih pogona za potrebe precizne industrije, električnih vozila, obnovljivih izvora energije (vjetroelektrane) i robotike odnosno elektromotornih pogona manjih snaga, povećala se primjena (a time i istraživanje) istosmjernih motora bez četkica. Takvi motori upotrebom permanentnih magneta ostvaruju temeljnu prednost nad ostalim

vrstama istosmjernih strojeva budući da nemaju gubitke koje četkice stvaraju klizanjem (trenjem) po vratilu motora.

Kako za istosmjerne strojeve, pa tako i istosmjerne motore bez četkica, vrijedi načelo reverzibilnog rada, tj. mogućnost da rotacijom rotora s permanentnim magnetima u armaturnom namotu na statoru bude induciran napon, istosmjerni motor bez četkica može raditi kao generator uz zanemarive preinake. Ovakav motor ima niz prikladnih svojstava zbog kojih je odabran kao optimalan za potrebe sklopa veslačkog ergometra.

Istosmjerni generator bez četkica ima prednosti poput:

- Visoke korisnosti u širokom području brzina vrtnje
- Niskih troškova održavanja
- Kompaktnosti i pouzdanosti
- Mnogo načina regulacije
- Dugi vijek trajanja

U svrhu pokrivanja širokog raspona dovedene snage (korisnici ergometra su sportaši različitih sposobnosti i dobi) te uzimajući u obzir navedene kriterije odabira odabran je istosmjerni motor bez četkica BG 95X80 dPro proizvođača Dunkermotoren tvorničkih podataka prikazanih u Tablici 2.

Tablica 2 – Podaci motora

Nazivni napon	25 V
Nazivna jakost struje	49 A
Nazivni moment	265 Ncm
Nazivna brzina vrtnje	3711 min ⁻¹
Moment inercije rotora	1890 gcm ²
Masa	5,1 kg

Tablica 2. Podaci motora

Upravljanje generatora temelji se na opterećenju koje predstavlja punjenje spremnika energije, odnosno na upravljačkim vrijednostima sustava: brzinom vrtnje te naponom i strujom. Kako je brzina vrtnje varijabla koju moramo ostaviti neupravljanom nužno je upravljati protumomentom generatora. Prema [4] moment istosmjernog stroja je definiran:

$$M = k \cdot \phi \cdot I \quad (4)$$

gdje je k zajednička konstanta napona i momenta, proizlazi iz konstrukcije.

Mogućnost upravljanja momentom se dakle svodi na upravljanje strujom kojom se spremnik energije puni. Upravljanje se izvodi putem otvorene (bez povratnih informacija, tj. senzora) ili zatvorene petlje (na temelju podataka dobivenih senzorima, danas često Hall senzorima).

Razvoj primjene permanentnih magneta u vjetroelektranama i hibridnim električnim vozilima doveo je do širokog raspona mogućnosti upravljanja istosmjernog generatora bez četkica.

Prema [5], [6], [7], [8] neke od mogućnosti koje su dostupne su:

- PI regulator
- Histerezna regulacija (CHC)
- Metoda algoritma za predviđanje
- PWM regulator

Složen postupak konstrukcije upravljačkog sklopa neće se detaljno analizirati u ovom radu.

4. Proračun zupčaničkog para

4.1. Materijal zupčanika

Kako je namjera što više smanjiti masu i cijenu prijenosnika, olakšati rukovanje, postići što tiši rad bez podmazivanja kao optimalni odabir pokazali su se polimerni materijali za zupčanike. Upotreba polimernih zupčanika dosad je prvenstveno bila u prijenosu gibanja, no sve češće se primjenjuje i kod prijenosa snage. Unutar tri glavne skupine (plastomeri, elastomeri i duromeri) polimeri imaju mnogo različitih vrsta sa specifičnim svojstvima koja je moguće dobiti dodavanjem aditiva i vlakana u osnovni materijal, ali i različitim tehnološkim postupcima proizvodnje. Važno je napomenuti da se polimerni zupčanci od čeličnih bitno razlikuju zbog ovisnosti mehaničkih svojstava o temperaturi i vlazi, što se uzima u obzir prilikom proračuna. Najčešći materijal u primjeni kod zupčanika je poliamid (PA) zbog svoje zadovoljavajuće mehaničke nosivosti pri povišenim temperaturama, a prema [9] zupčanički parovi od PA 66 imaju najveću sposobnost prigušenja buke te relativno malu promjenu nosivosti uslijed utjecaja vlage. PA 66 je odabran za materijal zupčaničkog prijenosnika.

4.2. Određivanje ulaznih veličina

Ulazne veličine proračuna:

- $P_{1\max} = 1296 \text{ W}$
- $T_{1\max} = 12\,150 \text{ Nmm}$
- $F_{1\max} = 810 \text{ N}$
- $n_{1\max} = 16,97 \text{ s}^{-1}$ ($n_{1\max} = 1018,6 \text{ min}^{-1}$)
- Prijenosni omjer: $i = u = 0,4$ (odabrano)
- Broj zubi zupčanika Z_2 : $z_2 = 15$ (odabrano)
- Broj zubi zupčanika Z_1 : $z_1 = z_2 / u = 37,5$ (odabrano $z_1 = 37$)

Novi prijenosni omjer:

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{37}{15} = 0,405$$

Odstupanje:

$$\Delta i = \left(\frac{0,405}{0,4} - 1 \right) \cdot 100 \% = 1,35 \% < 3 \%$$

4.3. Orijentacijski proračun modula

Prema normi VDI 2376 prije pristupa proračunu potrebno je okvirno odrediti modul te promjer pogonskog zupčanika. Promjer zupčanika određuje se prema:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{12,5 \cdot Z_E^2 \cdot K_A \cdot T_{1max}}{\left(\frac{\sigma_{HlimN}}{S_H}\right)^2 \cdot \left(\frac{b}{d_1}\right)} \cdot \frac{u+1}{u}} \geq 252,9 \text{ mm} = 253 \text{ mm} \quad (5)$$

Promjer u (5) dobiva se prema VDI 2736 izrazima i odabranim vrijednostima:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}\right)}} = 18,5 \quad (6)$$

$$E_1 = E_2 = 1800 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}, \quad \nu_1 = \nu_2 = 0,4$$

$$K_A = 1 \quad \frac{b}{d_1} = 1$$

$$\sigma_{HlimN} = 80 \text{ N/mm}^2 \quad S_H = 1,5$$

Orijentacijski proračun modula određuje se prema nosivosti korijena i to izrazom:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{6 \cdot K_A \cdot T_{1max}}{z_1 \cdot \left(\frac{b}{m}\right) \cdot \sigma_{Fu}}} \geq 1,65 \text{ mm} , m = 4 \text{ mm} \quad (7)$$

$$K_A = 1, T_{1max} = 12150 \text{ Nmm}$$

$$z_1 = 37, \quad \frac{b}{m} = 15 \text{ (odabrano prema)}$$

$$\sigma_{Fu} = \frac{\sigma_{FlimN}}{S_F} = \frac{60}{2} = 30 \text{ N/mm}^2 \text{ (prema [10] za PA 66)}$$

4.4. Određivanje temperature korijena zuba

$$\vartheta_{\text{korijen}} = \vartheta_0 + P_{1\max} \cdot \mu \cdot H_v \cdot \left(\frac{k_{\vartheta, \text{korijena}}}{b \cdot z_1 \cdot (v \cdot m)^{0,75}} + \frac{R_\lambda}{A_K} \right) \cdot ED^{0,64} \quad (8)$$

U izrazu (8) uvrštavamo:

$$\vartheta_0 = 25^\circ\text{C}, \quad P_{1\max} = 1296 \text{ W},$$

prema [10]: $\mu = 0,4$ (za par PA 66/ PA 66),

$$H_v = 2,6 \cdot \frac{(u + 1)}{(z_2 + 5)} = 2,6 \cdot \frac{(0,405 + 1)}{(15 + 5)} = 0,182 \quad (9)$$

$$k_{\vartheta, \text{korijena}} = 2,1 \cdot 10^3 \text{ K} \cdot \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^{0,75} \text{ mm}^{1,75} / \text{W},$$

$$b = 15 \cdot m = 60 \text{ mm}$$

$$v = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n}{(60 \cdot 10^3)} = \frac{253 \cdot \pi \cdot 1018}{60 \cdot 10^3} = 13,5 \text{ m/s} \quad (10)$$

$$A_K \approx \frac{d_k^2 \cdot \pi}{4} + l \cdot d_k \cdot \pi \approx \frac{500^2 \cdot \pi}{4} + 100 \cdot 500 \cdot \pi \approx 353429,2 \text{ mm}^2 \quad (11)$$

$$A_K = 0,353 \text{ m}^2,$$

$$R_\lambda = 0,03 \text{ Km}^2 / \text{W},$$

$$ED = 1$$

Nakon uvrštavanja dobiva se temperatura zagrijavanja korijena zuba: $\vartheta_{\text{korijen}} = 37,5^\circ\text{C}$

Prema [11] za materijal PA66 dopuštene temperature pri kratkotrajnom opterećenju te stalnom radu : $\vartheta_{\text{zul, kurzrillig}} = (140 \dots 170)^\circ\text{C}$, $\vartheta_{\text{zul, dauernd}} = (80 \dots 100)^\circ\text{C}$.

$$\vartheta_{\text{korijen}} = 37,5^\circ\text{C} < \vartheta_{\text{zul, dauernd}} = (80 \dots 100)^\circ\text{C} \text{ uvjet je zadovoljen.}$$

4.5. Određivanje temperature površine zuba

$$\vartheta_{\text{površine}} = \vartheta_0 + P_{1\max} \cdot \mu \cdot H_v \cdot \left(\frac{k_{\vartheta, \text{površine}}}{b \cdot z_1 \cdot (v \cdot m)^{0,75}} + \frac{R_\lambda}{A_K} \right) \cdot ED^{0,64} \quad (12)$$

U (12) uvrštavano:

$$\vartheta_0 = 25^\circ\text{C}, \quad P_{1\max} = 1296 \text{ W},$$

prema [10]: $\mu = 0,4$ (za par PA 66/ PA 66),

$$H_v = 2,6 \cdot \frac{(u+1)}{(z_2+5)} = 2,6 \cdot \frac{(0,405+1)}{(15+5)} = 0,182 \quad (13)$$

$$k_{\vartheta, \text{korijena}} = 9 \cdot 10^3 \text{ K} \cdot \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^{0,75} \text{ mm}^{1,75}/\text{W},$$

$$b = 15 \cdot m = 60 \text{ mm}$$

$$v = \frac{d_1 \cdot \pi \cdot n}{(60 \cdot 10^3)} = \frac{253 \cdot \pi \cdot 1018}{60 \cdot 10^3} = 13,5 \text{ m/s} \quad (14)$$

$$A_K \approx \frac{d_k^2 \cdot \pi}{4} + l \cdot d_k \cdot \pi \approx \frac{500^2 \cdot \pi}{4} + 100 \cdot 500 \cdot \pi \approx 353429,2 \text{ mm}^2 \quad (15)$$

$$A_K = 0,353 \text{ m}^2,$$

$$R_\lambda = 0,03 \text{ Km}^2/\text{W},$$

$$ED = 1$$

Nakon uvrštavanja dobiva se temperatura zagrijavanja površine zuba: $\vartheta_{\text{površine}} = 52,23^\circ\text{C}$

Budući da je $\vartheta_{\text{površine}} = 52,23^\circ\text{C} < \vartheta_{\text{zul, dauernd}} = (80 \dots 100)^\circ\text{C}$ uvjet je zadovoljen.

4.6. Dimenzioniranje para Z₁-Z₂

Diobeni promjeri zupčanika:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 148 \text{ mm} \quad (16)$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 60 \text{ mm} \quad (17)$$

Osni razmak:

$$a = \frac{d_1 - d_2}{2} = 44 \text{ mm} \quad (18)$$

Zbog malog broja zubiju zupčanika Z₂ postoji opasnost od podrezanosti, iako nema zahtjeva za svođenje na neki određeni osni razmak u svrhu povećanja nosivosti odlučeno je napraviti pomak profila gonjenog zupčanika.

Provjera potrebe za pomakom profila manjeg (gonjenog) zupčanika:

$$x_{2min} = \frac{z_{g'} - z_2}{z_g} = \frac{14 - 15}{17} = -0,0588 \quad (19)$$

Odabrani faktori pomaka: $x_1 = 0$ $x_2 = 0,2$

Pogonski kut zahvatne crte određuje se prema [12], str.73., Tablica 73.1 :

$$\text{ev } \alpha_w = \frac{2 \cdot \tan \alpha \cdot (x_1 - x_2)}{z_1 - z_2} + \text{ev } \alpha = 0,008287 \quad (20)$$

$$\alpha = 20^\circ$$

$$\text{ev } \alpha_w = \tan \alpha_w - \frac{\alpha \cdot \pi}{180} \rightarrow \alpha_w = 16,534^\circ \quad (21)$$

Novi osni razmak:

$$a_w = a \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 43,13 \text{ mm} \quad (22)$$

$$|a - a_w| \leq m \quad (23)$$

$$0,87 \text{ mm} \leq 4 \text{ mm} \quad \text{Uvjet zadovoljen.} \quad (24)$$

Preostale dimenzije izračunavaju se izrazima prema [12], str.73., Tablica 73.1:

$$d_{a1} = d_1 - 2 \cdot m = 140 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = d_1 + 2 \cdot m + 2 \cdot 0,25 \cdot m = 158 \text{ mm}$$

$$d_{w1} = d_1 \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 145,07 \text{ mm} \quad (25)$$

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha = 139,1 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x_2) = 69,6 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m + 2 \cdot x_2 \cdot m - 2 \cdot 0,25 \cdot m = 51,6 \text{ mm}$$

$$d_{w2} = d_2 \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 58,81 \text{ mm} \quad (26)$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha = 56,4 \text{ mm}$$

Kontrola postojeće zračnosti prema [12], str.73., Tablica 73.1 :

$$c = \frac{d_{a1} - d_{f2}}{2} - a_w = 1,07 \text{ mm} < c_{min} = 0,12 \cdot m = 0,48 \text{ mm}$$

Uvjet zadovoljen, nije potrebno skraćivanje tjemena.

4.7. Kontrola naprezanja

4.7.1. Naprezanja korijena

$$\sigma_F = K_F \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{F_t}{b \cdot m} \leq \sigma_{FP} \quad (27)$$

Obodna sila na zubima zupčanika:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{1max}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 12150}{145,07} = 168 \text{ N} \quad (28)$$

Prema [12] str.151. izraz za faktor oblika za unutarnje ozubljenje glasi:

$$Y_{Fa} = 2,06 - 1,18 \cdot \left(2,25 - \frac{d_{a1} - d_{f1}}{2 \cdot m} \right) = 3,25$$

Faktor opterećenja Y_{Sa} očitava se iz [10] str. 7. Slika 1. i iznosi: $Y_{Sa} = 1,74$

Dinamički faktor K_F se prema [10] može pretpostaviti: $K_F = 1$

Faktor prekrivanja Y_ϵ se prema [10] izračunava izrazom:

$$Y_\epsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_\alpha} \quad (29)$$

Stupanj prekrivanja za unutarnje ozubljenje izračunava se prema [12] str. 73. Tablica 73.1. izrazom:

$$\epsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2}}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} - \frac{\sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2}}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} - \frac{a \cdot \sin \alpha_w}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} = 2,32 \quad (30)$$

Uvrštavanje (29) u (28) dobiva se:

$$Y_{\epsilon} = 0,573$$

Faktor uvjeta rada odnosi se na kose zupčanike pa u je u ovom slučaju: $Y_{\beta} = 1$

Dopušteno naprezanje:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FG}}{S_{Flim}}, \quad \sigma_{FG} \approx 2 \cdot \sigma_{Flim}$$

$$\sigma_{Flim} = 65 \text{ N/mm}^2 \text{ prema [10] str. 7. Slika 3.}$$

$$\sigma_{FP} = \frac{130}{2} = 65 \text{ N/mm}^2$$

Kad uvrstimo sve veličine u (27) dobivamo naprezanje korijena pogonskog zupčanika:

$$\sigma_{F1} = 2,27 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{FP} = 65 \text{ N/mm}^2 \text{ zadovoljava.}$$

Uz različite vrijednosti faktora:

$$Y_{Fa} = 2,8 \text{ prema [10] str 7. Slika 1.}$$

$$Y_{Sa} = 1,66 \text{ prema [10] str 7. Slika 2.}$$

A nepromjenjene ostale veličine analognim postupkom dolazimo do naprezanja korijena gonjenog zupčanika:

$$\sigma_{F2} = 1,86 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{FP} = 65 \text{ N/mm}^2$$

4.7.2. Naprezanja površine

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_{\epsilon} \cdot Z_{\beta} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H}{b \cdot d_{w2}} \cdot \frac{1+u}{u}} \leq \sigma_{HP} \quad (31)$$

$$\text{Prema [12]: } \frac{x_1+x_2}{z_1+z_2} = \frac{0,2}{15-37} = -0,01 \rightarrow Z_H = f\left(\frac{x_1+x_2}{z_1+z_2}\right) = 2,8$$

$$Z_{\epsilon} = \sqrt{\frac{4-\epsilon_{\alpha}}{3}} = 0,75, \quad Z_{\beta} = 1, \text{ iz (6): } Z_E = 18,5$$

Dozvoljeno naprezanje prema [12]:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hlim}} = \frac{65 \cdot 1}{1,4} = 46,43 \text{ N/mm}^2$$

Uvrštavanjem:

$$\sigma_H = 18,5 \cdot 2,8 \cdot 0,75 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{168 \cdot 1}{60 \cdot 58,81} \cdot \frac{1 + 0,405}{0,405}} = 15,8 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_H = 15,8 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{HP} = 46,43 \text{ N/mm}^2 \quad \text{zadovoljava.}$$

4.8. Otpornost na trošenje

Budući da zupčanici rade na suho, potrebno je prema [10] provesti proračun trošenja zupčanika tijekom rada. Kontrola će se napraviti za oba zupčanika.

Izraz za trošenje glasi:

$$W_m = \frac{T_{1\max} \cdot 2 \cdot \pi \cdot N_L \cdot H_v \cdot k_w}{b \cdot z \cdot l_{F1}} \quad (32)$$

Prema [10] l_{F1} je moguće dovoljno točno aproksimirati: $l_{F1} = 2 \cdot m$

Koeficijent trošenja k_w je svojstvo materijala u kontaktu, te za PA66/PA66 prema [13] iznosi:

$$k_w = 1,6 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3/\text{Nm}$$

Dopušteno trošenje:

$$W_{dop} = (0,1 \dots 0,2) \cdot m = 0,8 \text{ mm}$$

Trošenje zupčanika Z_1 :

$$W_{m_1} = \frac{12,15 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 10^5 \cdot 0,182 \cdot 1,6 \cdot 10^{-4}}{60 \cdot 37 \cdot 8} = 0,0125 \text{ mm}$$

$$W_{m_1} \leq W_{dop} \quad \text{zadovoljava.}$$

Trošenje zupčanika Z_2 :

$$W_{m_2} = \frac{12,15 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 10^5 \cdot 0,182 \cdot 1,6 \cdot 10^{-4}}{60 \cdot 15 \cdot 8} = 0,031 \text{ mm}$$

$$W_{m_2} \leq W_{dop} \quad \text{zadovoljava.}$$

4.9. Kontrola deformacije vrha zuba

Polimerni materijali imaju značajno manji modul elastičnosti u odnosu na čelike što je razlog zbog kojeg je potrebno izvršiti kontrolu deformacija vrha zuba. Prema [10] radijalna deformacija vrha zuba izračunava se:

$$\lambda = \frac{7,5 \cdot F_t}{b \cdot \cos \beta} \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \quad (33)$$

$$\lambda = \frac{7,5 \cdot 168_t}{60 \cdot \cos 0} \cdot \left(\frac{1}{1800} + \frac{1}{1800} \right) = 0,023 \text{ mm} \quad (34)$$

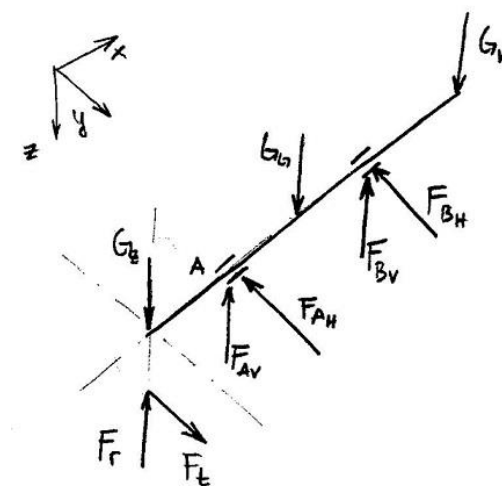
$$\lambda = 0,023 \text{ mm} \leq \lambda_{\text{dop}} = 0,07 \cdot m = 0,28 \text{ mm} \quad (35)$$

5. Proračun vratila V₂

Vratilo V₂ povezuje zupčanik Z₂ s generatorom i ventilatorom. Veza između komponenti i vratila je ostvarena perima, a vratilo je oslonjeno na dva radijalna kuglična ležaja. Vratilo je opterećeno savojno i torzijski. Momente savijanja uzrokuju mase komponentata te sile na gonjenom zupčaniku. Moment torzije vratila uz korisnost od 85% (za suhi rad polimernih zupčanika prema [10]) dobiva se izrazom:

$$T_2 = T_{2\max} = T_{1\max} \cdot i \cdot \eta \quad (36)$$

$$T_2 = 12\,150 \cdot 0,405 \cdot 0,85 = 4183 \text{ Nmm} \quad (37)$$



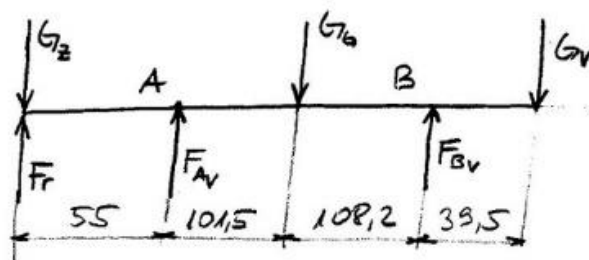
Slika 12. Vratilo sa silama opterećenja u izometriji

5.1 Određivanje reakcija u osloncima

Težine strojnih elemenata i sile na zupčaniku:

$$\begin{aligned} G_G &= 51 \text{ N}, \quad G_Z = 2,2 \text{ N}, \quad G_V = 1,42 \text{ N} \\ F_t &= 168 \text{ N}, \quad F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 61 \text{ N} \end{aligned} \quad (38)$$

Sile u vertikalnoj ravnini:



Slika 13. Sile u vertikalnoj ravnini

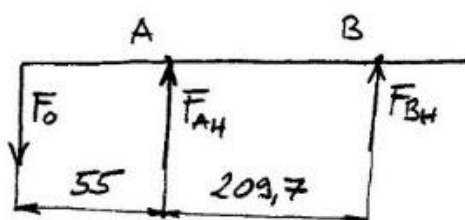
$$\sum F_v = 0 \quad G_Z + G_G + G_V - F_r - F_{Av} - F_{Bv} = 0 \quad (39)$$

$$\sum M_A = 0 \quad (40)$$

$$G_Z \cdot 55 - F_r \cdot 55 - G_G \cdot 101,5 + F_{Bv} \cdot 209,7 - G_V \cdot 249,2 = 0 \quad (41)$$

$$F_{Bv} = 41,8 \text{ N}, \quad F_{Av} = -45,81 \text{ N} \quad (42)$$

Sile u horizontalnoj ravnini:



Slika 14. Sile u horizontalnoj ravnini

$$\sum F_H = 0 \quad F_t - F_{Ah} - F_{Bh} = 0 \quad (43)$$

$$\sum M_A = 0 \quad F_t \cdot 55 + F_{Bh} \cdot 209,7 = 0 \quad (44)$$

$$F_{Ah} = 211,43 \text{ N}, \quad F_{Bh} = -43,93 \text{ N} \quad (45)$$

$$F_A = F_{Av} + F_{Ah} = 257,24 \text{ N} \quad (46)$$

$$F_B = F_{Bv} + F_{Bh} = 85,73 \text{ N} \quad (47)$$

5.2 Određivanje minimalnih potrebnih promjera vratila

Momenti savijanja u presjecima na slici():

Presjek 1-1:

$$M_y = -F_r \cdot 30 + G_z \cdot 30 = -1764 \text{ Nmm} \quad (48)$$

$$M_z = F_t \cdot 30 = 5025 \text{ Nmm} \quad (49)$$

$$M_{S_1} = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} = 5325,6 \text{ Nmm} \quad (50)$$

Presjek 2-2:

$$M_y = -F_r \cdot 37,5 + G_z \cdot 37,5 = -2205 \text{ Nmm} \quad (51)$$

$$M_z = F_t \cdot 37,5 = 6281,3 \text{ Nmm} \quad (52)$$

$$M_{S_2} = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} = 6657 \text{ Nmm} \quad (53)$$

Presjek 3-3

$$M_y = -F_r \cdot 55 + G_z \cdot 55 = -3234 \text{ Nmm} \quad (54)$$

$$M_z = F_t \cdot 55 = 9213 \text{ Nmm} \quad (55)$$

$$M_{S_3} = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} = 9764 \text{ Nmm} \quad (56)$$

Presjek 4-4:

$$M_y = -F_r \cdot 156,5 + G_z \cdot 156,5 - F_{A_v} \cdot 101,5 = -4552,5 \text{ Nmm} \quad (57)$$

$$M_z = F_t \cdot 156,5 + F_{A_v} \cdot 101,5 = 4753,6 \text{ Nmm} \quad (58)$$

$$M_{S_4} = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} = 6582 \text{ Nmm} \quad (59)$$

Reducirani moment dobivamo, uzimajući u obzir i torziju, prema HMM teoriji izrazom:

$$M_{red_i} = \sqrt{M_i^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_2)^2} \quad (60)$$

U kojem se faktor čvrstoće materijala α_0 izračunava izrazom:

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_{f_{DN}}}{1,73 \cdot \tau_{t_{DI}}} = 0,76 \quad (61)$$

Za materijal vratila S275 JR prema str. 34. Tablica 1.:

$$\sigma_{f_{DN}} = 210 \text{ N/mm}^2, \tau_{t_{DI}} = 160 \text{ N/mm}^2 \quad (62)$$

Uvrštavanjem (61), (37) te analogno momenata savijanja za pojedinačni presjek dobivaju se reducirani momenti savijanja u presjecima:

$$\begin{aligned} M_{redI} &= 5995,2 \text{ Nmm} \\ M_{redII} &= 7203,8 \text{ Nmm} \\ M_{redIII} &= 8737,1 \text{ Nmm} \\ M_{redIV} &= 7134,6 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (63)$$

Približni promjeri vratila na odabranim presjecima dobivaju se izrazom:

$$d_i \geq \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{red_i}}{\sigma_{f_{DN_{dop}}}}} \quad (64)$$

U kojem prema [14] str. 67. Tablica 28. dopušteno naprezanje za S275JR iznosi:

$$\sigma_{f_{DN_{dop}}} = 45 \text{ N/mm}^2 \quad (65)$$

Prema (64) izračunati približni promjeri vratila iznose:

$$\begin{aligned} d_1 &\geq 11 \text{ mm} \\ d_2 &\geq 11,7 \text{ mm} \\ d_3 &\geq 13,11 \text{ mm} \\ d_4 &\geq 11,7 \text{ mm} \end{aligned} \quad (66)$$

Odabrani presjeci iznose:

$$\begin{aligned} d_1 &= 15 \text{ mm} \\ d_2 &= 20 \text{ mm} \\ d_3 &= 30 \text{ mm} \\ d_4 &= 19 \text{ mm} \end{aligned} \quad (67)$$

5.3. Odabir i kontrola ležajeva oslonaca A i B

5.3.1 Ležaj oslonca A

Potrebna dinamička nosivost izračunava se izrazom:

$$C_1 = P \cdot \left(\frac{60 \cdot n_m \cdot L_{10h_min}}{10^6} \right)^{\frac{1}{\epsilon}} \quad (68)$$

U kojem su:

$$P = F_A = 257,24 \text{ N} \quad (69)$$

$$n_m = n_{1max} \cdot \frac{1}{i} = 2514 \text{ min}^{-1} \quad (70)$$

$$L_{10h_min} = 4000 \text{ h} \quad (71)$$

$$\epsilon = 3 \quad (72)$$

Uvrštavanjem (69), (70), (71), (72) u (68) dobiva se dinamička nosivost:

$$C_1 = 2174 = 2,2 \text{ kN} \quad (73)$$

Odabran je ležaj W 63806-2RZ proizvođača SKF.

$$C = 3,58 \text{ kN} \quad (74)$$

$$C_1 < C \text{ zadovoljava.} \quad (75)$$

5.3.2. Ležaj oslonca B

Opterećenje ležaja iznosi:

$$P = F_B = 85,73 \text{ N} \quad (76)$$

Ako u izraz (68) uvrstimo (70),(71),(72) i (76) potrebna dinamička nosivost iznosi:

$$C_1 = 724,4 = 0,72 \text{ kN} \quad (77)$$

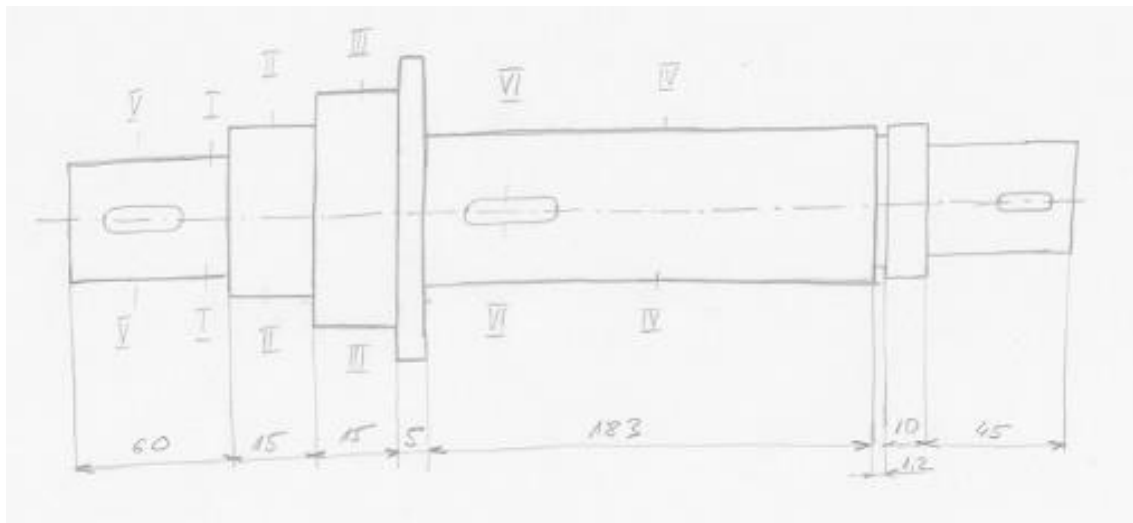
Odabran je ležaj 6202-2RSL proizvođača SKF:

$$C = 8,06 \text{ kN} \quad (78)$$

$$C_1 < C \text{ zadovoljava.} \quad (79)$$

5.4. Kontrola pojedinačnih presjeka vratila

Proračun će biti proveden prema izrazima odnosno vrijednostima dostupnima u [15].



Slika 15. Kontrolirani presjeci vratila

Presjek I-I:

Faktor β_{kf} :

$$\beta_{kf} = 1 + c_1 \cdot (\beta_{kf2} - 1) = 1,22 \quad (80)$$

$$c_1 = f\left(\frac{D}{d} = 1,33\right) = 0,55 \quad (81)$$

$$\beta_{kf2} = f\left(\frac{\rho}{d} = 0,133, R_m = 420\right) = 1,4 \quad (82)$$

Faktor β_{kt} :

$$\beta_{kt} = 1 + c_2 \cdot (\beta_{kt1,4} - 1) = 1,3 \quad (83)$$

$$c_2 = f\left(\frac{D}{d} = 1,33\right) = 0,97 \quad (84)$$

$$\beta_{kt1,4} = f\left(\frac{\rho}{d} = 0,133, R_m = 420\right) = 1,3 \quad (85)$$

Uvrštavanje, (80) i (83) u izraz za reducirani moment savijanja:

$$M_{redI} = \sqrt{(M_I \cdot \beta_{kf})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_2 \cdot \beta_{kt})^2} \quad (86)$$

$$M_{redI} = 8102 \text{ Nmm} \quad (87)$$

Reducirano naprezanje dobiva se izrazom:

$$\sigma_{redI} = \frac{M_{redI}}{W_I} \quad (88)$$

Gdje je:

$$W_I = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 15^3}{32} = 331,4 \text{ mm}^3 \quad (89)$$

$$\sigma_{redI} = 24,5 \text{ N/mm}^2 \quad (90)$$

Postojeća sigurnost računa se prema:

$$S_{post} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\varphi \cdot \sigma_{redI}} = 5,4 \quad (91)$$

$$\text{Faktor veličine: } b_1 = f(d_1) = 0,97 \quad (92)$$

$$\text{Faktor kvalitete površinske obrade: } b_2 = f(R_m, R_{max}) = 0,98 \quad (93)$$

$$\text{Trajna dinamička čvrstoća materijala S2735JR: } \sigma_{fDN} = 210 \text{ N/mm}^2 \quad (94)$$

$$\text{Faktor udara: } \varphi = 1 \quad (95)$$

Potrebna sigurnost prema [15] str. 34.: $S_{potr} = 1,4 \dots 2$ odabrano $S_{potr} = 1,8$

Uvjet:

$$S_{post} = 5,4 > S_{potr} \text{ zadovoljava.} \quad (96)$$

Presjek II-II

Faktor β_{kf} :

$$\beta_{kf} = 1 + c_1 \cdot (\beta_{kf2} - 1) = 1,32 \quad (97)$$

$$c_1 = f\left(\frac{D}{d} = 1,5\right) = 0,8 \quad (98)$$

$$\beta_{kf2} = f\left(\frac{\rho}{d} = 0,15, R_m = 420\right) = 1,4 \quad (99)$$

Faktor β_{kt} :

$$\beta_{kt} = 1 + c_2 \cdot (\beta_{kt1,4} - 1) = 1,3 \quad (100)$$

$$c_2 = f\left(\frac{D}{d} = 1,5\right) = 1 \quad (101)$$

$$\beta_{kt1,4} = f\left(\frac{\rho}{d} = 0,1, R_m = 420\right) = 1,3 \quad (102)$$

Uvrštavanje, (97) i (100) u izraz za reducirani moment savijanja:

$$M_{redII} = \sqrt{(M_{II} \cdot \beta_{kf})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_2 \cdot \beta_{kt})^2} \quad (103)$$

$$M_{redI} = 9453,1 \text{ Nmm} \quad (104)$$

Reducirano naprezanje dobiva se izrazom:

$$\sigma_{redII} = \frac{M_{redII}}{W_{II}} \quad (105)$$

Gdje je:

$$W_{II} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 20^3}{32} = 785,4 \text{ mm}^3 \quad (106)$$

$$\sigma_{redII} = 12,04 \text{ N/mm}^2 \quad (107)$$

Postojeća sigurnost računa se prema:

$$S_{post} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\varphi \cdot \sigma_{redII}} = 14,9 \quad (108)$$

$$\text{Faktor veličine: } b_1 = f(d_2) = 0,95 \quad (109)$$

$$\text{Faktor kvalitete površinske obrade: } b_2 = f(R_m, R_{max}) = 0,9 \quad (110)$$

$$\text{Trajna dinamička čvrstoća materijala S2735JR: } \sigma_{fDN} = 210 \text{ N/mm}^2 \quad (111)$$

$$\text{Faktor udara: } \varphi = 1 \quad (112)$$

Potrebna sigurnost prema [15] str. 34.: $S_{potr} = 1,4 \dots 2$ odabrano $S_{potr} = 1,8$

Uvjet:

$$S_{post} = 14,92 > S_{potr} \text{ zadovoljava.} \quad (113)$$

Presjek III-III:

Faktor β_{kf} :

$$\beta_{kf} = 1 + c_1 \cdot (\beta_{kf2} - 1) = 1,22 \quad (114)$$

$$c_1 = f\left(\frac{D}{d} = 1,2\right) = 0,43 \quad (115)$$

$$\beta_{kf2} = f\left(\frac{\rho}{d} = 0,13, R_m = 420\right) = 1,5 \quad (116)$$

Faktor β_{kt} :

$$\beta_{kt} = 1 + c_2 \cdot (\beta_{kt1,4} - 1) = 1,24 \quad (117)$$

$$c_2 = f\left(\frac{D}{d} = 1,2\right) = 0,8 \quad (118)$$

$$\beta_{kt1,4} = f\left(\frac{\rho}{d} = 0,13, R_m = 420\right) = 1,3 \quad (119)$$

Uvrštavanjem (114) i (117) u izraz za reducirani moment savijanja:

$$M_{redIII} = \sqrt{(M_{III} \cdot \beta_{kf})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_2 \cdot \beta_{kt})^2} \quad (120)$$

$$M_{redIII} = 12\,367,2 \text{ Nmm} \quad (121)$$

Reducirano naprežanje dobiva se izrazom:

$$\sigma_{redIII} = \frac{M_{redIII}}{W_{III}} \quad (122)$$

Gdje je:

$$W_{III} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} = \frac{\pi \cdot 30^3}{32} = 2651 \text{ mm}^3 \quad (123)$$

$$\sigma_{redIII} = 4,67 \text{ N/mm}^2 \quad (124)$$

Postojeća sigurnost računa se prema:

$$S_{post} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\varphi \cdot \sigma_{redIII}} = 41 \quad (125)$$

$$\text{Faktor veličine: } b_1 = f(d_3) = 0,93 \quad (126)$$

$$\text{Faktor kvalitete površinske obrade: } b_2 = f(R_m, R_{max}) = 0,98 \quad (127)$$

$$\text{Trajna dinamička čvrstoća materijala S2735JR: } \sigma_{fDN} = 210 \text{ N/mm}^2 \quad (128)$$

$$\text{Faktor udara: } \varphi = 1 \quad (129)$$

Potrebna sigurnost prema [15] str. 34.: $S_{potr} = 1,4 \dots 2$ odabrano $S_{potr} = 1,8$

Uvjet:

$$S_{post} = 41 > S_{potr} \text{ zadovoljava.} \quad (130)$$

Presjek IV-IV:

Faktor β_{kf} :

$$\beta_{kf} = 1 + c_1 \cdot (\beta_{kf2} - 1) = 1,32 \quad (131)$$

$$c_1 = f\left(\frac{D}{d} = 1,84\right) = 0,95 \quad (132)$$

$$\beta_{kf2} = f\left(\frac{\rho}{d} = 0,1, R_m = 420\right) = 1,5 \quad (133)$$

Faktor β_{kt} :

$$\beta_{kt} = 1 + c_2 \cdot (\beta_{kt1,4} - 1) = 1,3 \quad (134)$$

$$c_2 = f\left(\frac{D}{d} = 1,84\right) = 1 \quad (135)$$

$$\beta_{kt1,4} = f\left(\frac{\rho}{d} = 0,1, R_m = 420\right) = 1,3 \quad (136)$$

Uvrštavanjem (131) i (134) u izraz za reducirani moment savijanja:

$$M_{redIV} = \sqrt{(M_{IV} \cdot \beta_{kf})^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_2 \cdot \beta_{kt})^2} \quad (137)$$

$$M_{redIV} = 12\,294,1 \text{ Nmm} \quad (138)$$

Reducirano naprezanje dobiva se izrazom:

$$\sigma_{redIV} = \frac{M_{redIV}}{W_{IV}} \quad (139)$$

Gdje je:

$$W_{IV} = \frac{\pi \cdot d_4^3}{32} = \frac{\pi \cdot 19^3}{32} = 673,4 \text{ mm}^3 \quad (140)$$

$$\sigma_{redIV} = 18,3 \text{ N/mm}^2 \quad (141)$$

Postojeća sigurnost računa se prema:

$$S_{post} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{fDN}}{\varphi \cdot \sigma_{redIV}} = 14,9 \quad (142)$$

$$\text{Faktor veličine: } b_1 = f(d_4) = 0,95 \quad (143)$$

$$\text{Faktor kvalitete površinske obrade: } b_2 = f(R_m, R_{max}) = 0,9 \quad (144)$$

$$\text{Trajna dinamička čvrstoća materijala S2735JR: } \sigma_{fDN} = 210 \text{ N/mm}^2 \quad (145)$$

$$\text{Faktor udara: } \varphi = 1 \quad (146)$$

Potrebna sigurnost prema [15] str. 34.: $S_{\text{potr}} = 1,4 \dots 2$ odabrano $S_{\text{potr}} = 1,8$

Uvjet:

$$S_{\text{post}} = 10,6 > S_{\text{potr}} \text{ zadovoljava.} \quad (147)$$

Uz kontrolirane presjeke izvršit će se kontrola presjeka V-V (utor za pero zupčanika) te VI-VI (utor za pero generatora).

Presjek V-V:

Vratilo je opterećeno samo torzijski što uzrokuje smično naprezanje:

$$\tau_V = \frac{T_2}{W_V} = \frac{4183}{220,7} = 24,1 \text{ N/mm}^2 \quad (148)$$

$$W_V = \frac{\pi \cdot (d_1 - t)^3}{32} = 173,9 \text{ N/mm}^3 \quad (149)$$

Postojeća sigurnost:

$$S_{\text{post}} = \frac{\tau_{\text{fDI}} \cdot b_1 \cdot b_2}{\tau_V} = 6,38 \quad (150)$$

Faktori: $b_1 = 0,96$, $b_2 = 1$

Dinamička izdržljivost prema [15] str. 34. Tablica 1. za S275JR: $\tau_{\text{fDI}} = 160 \text{ N/mm}^2$

Uvjet:

$$S_{\text{post}} = 6,38 > S_{\text{potr}} = 1,8 \text{ zadovoljava.} \quad (151)$$

Presjek VI-VI

Presjek je opterećen momentima savijanja i momentom torzije. Momenti savijanja u horizontalnoj i vertikalnoj ravnini:

$$M_y = -F_r \cdot 72 + G_z \cdot 72 - F_{A_v} \cdot 17 = -3455 \text{ Nmm} \quad (152)$$

$$M_z = F_t \cdot 72 - F_{A_v} \cdot 17 = 8465,7 \text{ Nmm} \quad (153)$$

Moment savijanja je:

$$M_{VI} = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} = 9194 \text{ Nmm} \quad (154)$$

Reducirani moment savijanja:

$$M_{\text{redVI}} = \sqrt{\left(M_{\text{VI}} \cdot \beta_{kf}\right)^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T_2 \cdot \beta_{kt})^2} \quad (155)$$

Faktori (prema[15] str. 38.):

$$\beta_{kf} = 1,7, \quad \beta_{kt} = 1,9 \quad (156)$$

$$M_{\text{redVI}} = 16\,401 \text{ Nmm} \quad (157)$$

Reducirano naprezanje:

$$\sigma_{\text{redVI}} = \frac{M_{\text{redVI}}}{W_{\text{VI}}} = 44,86 \text{ N/mm}^2 \quad (158)$$

$$W_{\text{VI}} = \frac{\pi \cdot (d_4 - t)^3}{32} = 365,6 \text{ N/mm}^3 \quad (159)$$

Postojeća sigurnost:

$$S_{\text{post}} = \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot \sigma_{f_{\text{DN}}}}{\sigma_{\text{redIV}}} \quad (160)$$

Faktori: $b_1 = 0,96$, $b_2 = 1$

Dinamička izdržljivost: $\sigma_{f_{\text{DN}}} = 210 \text{ N/mm}^2$

Uvjet:

$$S_{\text{post}} = 4,5 > S_{\text{potr}} = 1,8 \text{ zadovoljava.} \quad (161)$$

6. Proračun pera

Za sve spojeve elemenata sa vratilom koristiti će se standardno DIN 6885 pero. Pero koje spaja zupčanik s vratilom je najopterećenije.

Prema DIN 6885 za $d_1=15$ mm standardni spoj perom ima dimenzije:

$$\begin{aligned}t &= 2,9 \text{ mm} \\t_2 &= 2,2 \text{ mm} \\b &= h = 5 \text{ mm}\end{aligned}\tag{162}$$

Dopušteni pritisak za materijal PA66: $p_{\text{dop}} = 32 \text{ N/mm}^2$

Tangencijalna sila:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_1} = 558 \text{ N}\tag{163}$$

Potrebna duljina pera:

$$l \geq \frac{F_t}{p_{\text{dop}} \cdot (h - t)} = 8,3 \text{ mm}\tag{164}$$

Odabrana je standardna duljina: $l = 14 \text{ mm}$

7. Zaključak

Temeljem rezultata mjerenja dobivene su vrijednosti ulaznih veličina u veslačkom zaveslaju koje su poslužile za konstrukciju mehaničkog prijenosnika snage u svrhu učinkovitije pretvorbe mehaničke energije u električnu. Pokazalo se kako je moguće takav prijenosnik izvesti kao polimerni zupčanički par s unutarnjim ozubljenjem. Iako se u svakom trenutku proračuna težilo ka što većim iskoristivostima, u pogledu lakog održavanja te uklanjanja potrebe za podmazivanjem, odlučeno je da će se proračun izvesti za rad na suho nauštrb nešto manjoj iskoristivosti zupčaničkog para. Za proračun su se uzele vrijednosti koje se rijetko javljaju u stvarnosti no kako bi bili na strani sigurnosti one jesu jedine mjerodavne. Ostatak konstrukcije napravljen je sukladno stečenim znanjima i dostupnim informacijama, konstrukcija nije u potpunosti zadovoljila uvjet kompaktnosti zbog relativno velike osne dimenzije no u cjelini je dobar dokaz da je ovakav sklop moguće napraviti za tu svrhu. U eventualnom razmatranju odabira materijala i tehnologija proizvodnje te usavršavanja ovakvog sklopa zasigurno bi trebalo uzeti u obzir relativno malo tržište koje bi za takav proizvod bio prikladan kao i cijene komponenata korištenih u konstrukciji.

LITERATURA

- [[1] Sprague IV RC, Martin JC, Davidson CJ, Farrar RP. Force-velocity and power-velocity relationships during maximal short-term rowing ergometry. *Med Sci Sports Exerc.* 2007;39(2):358–64.
- [2] Kleshnev DV. Biomechanics of rowing. 2016.
- [3] Skalicki B, Grilec J. Električni strojevi i pogoni. 2005.
- [4] Wolf R. Osnove električnih strojeva.
- [5] Jiang W, Wang P, Ni Y, Wang J, Wang L, Liao Y. Multimode Current Hysteresis Control for Brushless DC Motor in Motor and Generator State with Commutation Torque Ripple Reduction. *IEEE Trans Ind Electron.* 2018;65(4):2975–85.
- [6] Gatto G, Marongiu I, Perfetto A, Serpi A. Brushless DC generator controlled by constrained predictive algorithm. *IEEE Int Symp Ind Electron.* 2010;1224–9.
- [7] Barisa T, Sumina D, Kutija M. Control of generator-and grid-side converter for the interior permanent magnet synchronous generator. 2015 Int Conf Renew Energy Res Appl ICRERA 2015. 2015;1015–20.
- [8] Sharma S, Singh B. Permanent Magnet Brushless DC Generator Based Stand-Alone Wind Energy Conversion System. :1–6.
- [9] Domitran Z. Utjecaj odstupanja dimenzija na životni vijek polimernih zupčanika. 2013.
- [10] VDI 2736 - 2.
- [11] VDI 2736 - 1. 2010. p. 1–5.
- [12] Oberšmit E. Ozubljenja i zupčanici. 1982.
- [13] Jia B Bin, Li TS, Liu XJ, Cong PH. Tribological behaviors of several polymer-polymer sliding combinations under dry friction and oil-lubricated conditions. *Wear.* 2007;262(11–12):1353–9.
- [14] Opalić M, Rakamarić P. Reduktor Proračun i konstrukcija jednostupanjskog zupčanog prijenosnika.
- [15] Horvat Z. VRATILO Podloge za proračun.

PRILOZI

- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija

